

**Е.И. ЗИНЧЕНКО**, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”,  
**Д.Е. САМОЙЛЕНКО**, канд. техн. наук НТУ “ХПИ”

## **ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШЕСТИЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАССА В ЗАДАЧЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЫСТОЯ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА**

В статті розглянуті питання розробки стратегії вибору раціональних параметрів шестиланкових механізмів четвертого класу з вистоем вихідної ланки та запропоновані критерії якості цих механізмів, дано обґрунтування вибору методів розв’язання поставленої задачі.

In the article a questions strategy of rational selection parameters of six-link mechanisms of fourth class questions with the stop are considered. Criteriums of quality and methods of solution of problem are ground.

**Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими заданиями.** В настоящее время возросли сложность и комплексность проблем, возникающих и требующих решения в процессе проектирования [1]. Задачи повышения качества машин (т.е. выбора рациональных параметров) должны решаться, в первую очередь, на стадии проектирования. Создание качественного проекта машины требует от конструктора всестороннего рассмотрения конструкции с различных точек зрения, а сама конструкция должна удовлетворять многим, в большинстве случаев противоречивым, требованиям.

В статье рассмотрен алгоритм выбора рациональных параметров в задаче синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса с выходным звеном ползуном и выходным звеном коромыслом. Задача выбора оптимальных параметров таких механизмов является актуальным научным направлением.

**Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и на которые опирается автор.** Качество функционирования механизма определяется совокупностью ряда критериев. Для рычажных механизмов в литературе встречаются такие критерии:

- максимальное отклонение закона движения выходного звена от требуемого или максимальное отклонение траектории шатунной точки от заданной;

- максимальные значения реакций в кинематических парах;
- максимальные значения углов передачи (углов давления);
- коэффициент полезного действия механизма;
- габариты механизма и др. [2].

Указанные критерии используются при выборе рациональных параметров конкретных механизмов, когда известны условия их работы, силы полезных и вредных сопротивлений.

При рассмотрении данной задачи силы полезных и вредных сопротивлений, а также некоторые другие силы неизвестны. Поэтому в первом приближении будем считать, что на все звенья данных механизмов не действуют силы веса, силы инерции и моменты инерции.

В данной работе под критериями качества будем понимать максимальное перемещение выходного звена на выстое, габариты механизма, максимальные значения реакций в кинематических парах, максимальные значения углов давления. Подробно эти критерии будут рассмотрены ниже.

**Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается данная статья.** Задача о построении механизма, который сможет удовлетворить всем наперед заданным условиям, издавна и по сей день интересует механиков. В сущности, она является одной из главнейших, если не самой главной, в кинематике механизмов.

Исследования механизмов, сообщающих выходному звену движение с приближенным выстоем, продолжаются уже более 100 лет, начиная с работ П.Л.Чебышева по синтезу  $I$  - образных механизмов. В настоящее время хорошо разработаны методы синтеза механизмов второго и третьего классов. Синтез механизмов более высоких классов находится на первоначальной стадии развития. Большой вклад в этой области сделали и продолжают делать У.А.Джолдасбеков, К.С.Иванов, Г.У.Уалиев, В.Г.Хомченко, Е.С.Гебель, Е.В. Соломин, Е.И.Зинченко [3-5].

**Формулировка целей статьи (постановка задания).** Цель данной статьи – разработка методики выбора рациональных параметров шестизвенных механизмов четвертого класса для решения задачи обеспечения выстоя выходного звена, обоснование и вычисление критериев качества данных механизмов, обоснование методов решения задачи выбора рациональных параметров.

Изложение основного материала исследований. При реализации алгоритма кинематического синтеза шестизвенного механизма четвертого класса (ШМЧК) с выстоем [6] произвольно задаются восемь параметров:  $l_{BC}, l_{DC}, a, j_{12}, y_{12}, y_{13}, y_0, q$  (см. рис. 1,2,3). Очевидно, что каждый из этих параметров влияет на качественные характеристики проектируемого механизма. Так как предложенный алгоритм кинематического синтеза механизма рассчитан на использование ЭВМ и все характеристики механизма вычисляются детерминировано, без использования итерационных процедур, т. е. требует минимальных затрат машинного времени, то является естественным находить значения произвольно задаваемых параметров при помощи каких-то оптимизационных методов.

Угол  $q$  (см. рис. 2), определяющий направление движения ползуна, должен находиться внутри интервала  $q \in [j_0; j_0 + j_B]$ , где  $j_B$  - угол выстоя (см. рис. 2). В противном случае выстой будет иметь место не в крайнем положении выходного звена. Иными словами, угол  $q$  вычисляется по формуле:  $q = j_0 + k_1 j_B + k p$ , где величина  $k_1$  - варьируемый параметр, задается в пределах  $0,2 \div 0,8$  отрезка угла выстоя, фактически определяет направление движения ползуна;  $k = \pm 1$  и характеризует движение ползуна после выстоя либо в одну, либо в другую сторону.

Угол  $q$  (см. рис. 3), который образует межцентровая прямая  $OF$  с осью  $x$ , можно выбрать в пределах  $q = j_0 + k j_B + k \frac{p}{2}$ , где параметры  $k_1$  и  $k$  имеют тот же смысл, что и для механизма, изображенного на рис. 2.

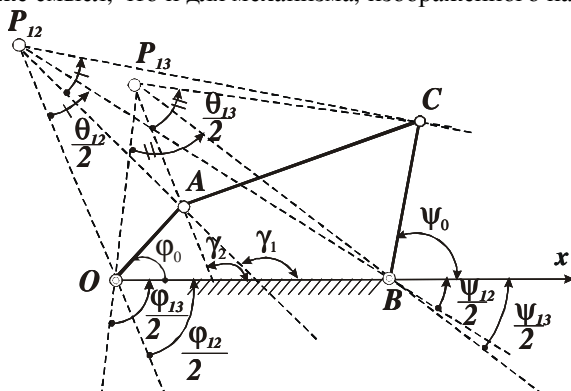


Рис. 1. Параметры шарнирного четырехзвенника.

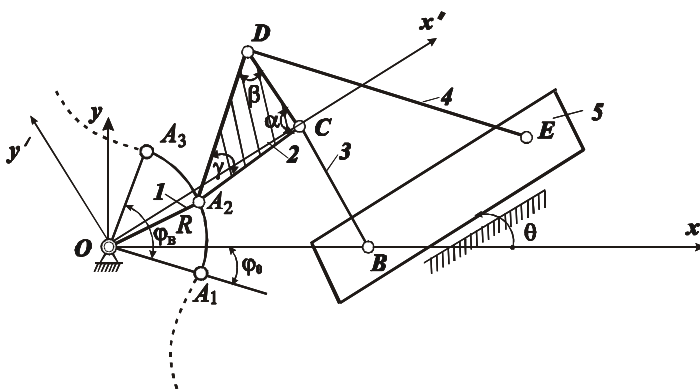


Рис. 2. ШМЧК с выходным звеном ползуном.

Предлагается рассматривать решение многокритериальной задачи как вектор многомерного пространства, составляющими которого являются частные критерии качества. Такой подход называется векторной оптимизацией [1].

Рассмотрим кратко подходы к решению многокритериальных задач.

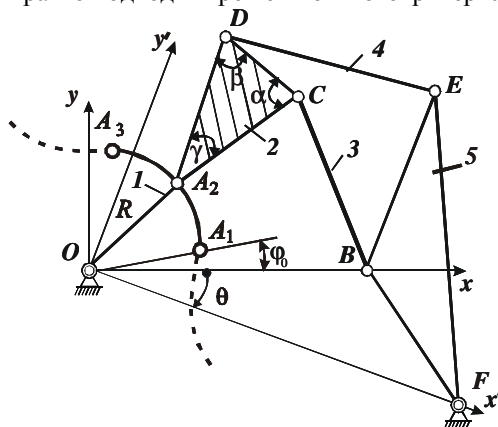


Рис. 3. ШМЧК с выходным звеном коромыслом.

Существует три основных подхода к решению многокритериальных задач [7, 8]. Первый подход – перевод всех критериев в ограничения – приводит к задаче нелинейного программирования. Второй подход заключается в свертке всех критериев в один интегральный критерий. Третий подход базируется на построении на основе исследования пространства параметров паретовского множества, состоящего из всех оптимальных по Парето моделей [1, 7]. Третий подход связан с экспертной оценкой исследования параметров, и этот подход применим лишь тогда, когда имеются реальные механизмы.

Будем использовать второй подход к решению задачи.

**Обоснование и вычисление критериев качества механизмов.** На стадии разработки общего метода кинематического синтеза механизмов и изучения их потенциальных возможностей, когда еще не известны конкретные нагрузки и условия работы механизма, можно при выборе рациональных параметров механизма использовать критерии, которые только косвенно характеризуют качество механизма и его работы. Например, приведенный угол давления характеризует реакции в кинематических парах, потери на трение [2].

Так, при проектировании шарнирного четырехзвенника (ШЧ), в качестве критерия качества принимается угол давления  $d$  (угол передачи  $g$ ),

максимальная величина которого должна быть ограничена [9] (см. рис. 4). При прочих равных условиях, чем большими будут значения угла давления, тем большими будут реакции в кинематических парах. Таким образом, минимизация максимальных значений угла давления косвенно решает задачу минимизации реакций в кинематических парах, реальные значения которых могут быть определены при синтезе только реального механизма.

В кривошипно-ползунном механизме углом давления является минимальный угол между шатуном и осью движения ползуна (см. рис. 5). Если не учитывать силы веса, силы инерции и силы трения, то сила со стороны кривошипа  $OA$  (движущая сила)  $\vec{R}_{21}$  направлена по шатуну  $AB$  и определяется по формуле

$$R_{21} = \frac{F}{\cos d}, \quad (1)$$

где

$$F = F_{nc}, \quad N = F \operatorname{tg} d. \quad (2)$$

В (2)  $F_{nc}$  - это сила полезного сопротивления. В  $F$  можно еще включить и силу инерции ползуна.

Таким образом, одним из критериев оптимизации можно принять максимальное значение тангенса модуля угла давления. Этот критерий можно рассматривать только на рабочем ходу, когда действуют технологические нагрузки. На холостом ходу максимальный угол давления достаточно только ограничить, чтобы не было заклинивания механизма.

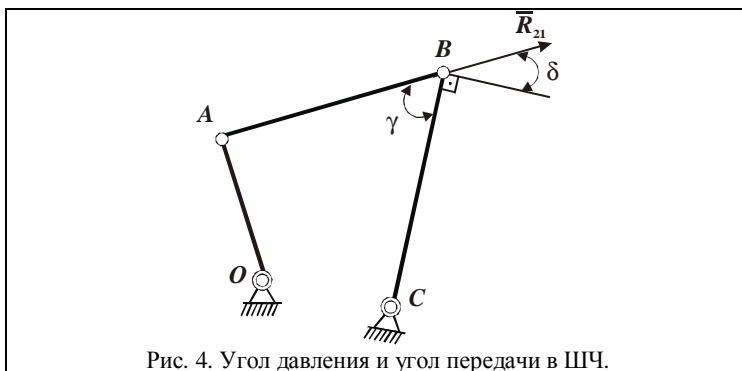


Рис. 4. Угол давления и угол передачи в ШПЧ.

Так как разрабатывается метод кинематического синтеза класса механизмов (ШМЧК) и при этом нужно сделать выводы о качестве их работы, не имея данных о силах полезного сопротивления, силах веса

инерционных нагрузках, то синтезируем механизм таким образом, чтобы на рабочем ходу при единичной силе сопротивления реакции в кинематических парах были минимальными. При этом сами реакции будут вычисляться в долях сил сопротивления или моментов сопротивления (см. формулы (3-6), (8)). На холостом ходу силы полезного сопротивления могут вообще отсутствовать или быть на порядок меньше сил полезного сопротивления рабочего хода.

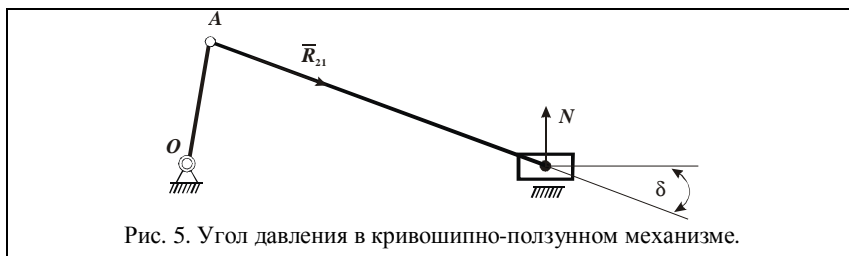


Рис. 5. Угол давления в кривошипно-ползунном механизме.

Поэтому, если относительные (по отношению к  $F_C$ ) реакции на холостом ходу окажутся большими, это может быть приемлемым, так как сами силы  $F_C$  малы.

Еще один критерий качества механизма, который вводится в рассмотрение – габариты механизма и размеры отдельных звеньев. Обосновать этот критерий можно только при синтезе реальных механизмов, когда известны пространство, где могут размещаться механизмы, и реальные технологические нагрузки. При разработке методики кинематического синтеза ШМЧК можно ввести критерий, который только косвенно связан с реальными габаритами. При синтезе ШМЧК с выходным ползуном в качестве такого критерия можно принять величину, обратную относительному радиусу кривошипа. Обоснуем это. При синтезе механизма задаем  $l_{OB} = 1$  (см. рис. 1). В результате получаем размер  $l_{OA}$  и ход ползуна  $h$ . Чтобы получить требуемый ход ползуна  $h'$ , необходимо увеличить (уменьшить) все полученные в результате синтеза линейные размеры механизма (линейные размеры звеньев, т.е. расстояния между шарнирными точками каждого звена) в  $h'/h$  раз, где  $h'$  – требуемый ход ползуна,  $h$  – полученный ход. Так как в рассмотренных механизмах ход ползуна приблизительно равен  $2l_{OA}$ , то можно ожидать, что чем больше  $l_{OA}$  приближается к  $h'/2$ , тем меньшими будут габариты механизма. Поэтому одним из критериев оптимизации должна являться относительная длина

кривошипа  $l_{OA}$ . Так как алгоритм оптимизации основан на минимизации критерия, то в качестве критерия можно принять величину  $1/l_{OA}$ .

Те же соображения справедливы и для ШМЧК с выходным звеном коромыслом, поскольку ползун можно рассматривать как коромысло с бесконечно удаленным неподвижным шарниром. Габариты реального механизма с выходным звеном коромыслом можно изменить, пропорционально увеличивая или уменьшая все полученные в результате синтеза линейные размеры. Уменьшать размеры необходимо, если габариты слишком большие, а увеличивать размеры необходимо, если некоторые линейные размеры слишком малы, и нельзя сконструировать кинематическую пару, удовлетворяющую, например, условиям прочности.

Угол  $d$  в ШМЧК с выходным звеном ползуном (см. рис. 7) играет такую же роль, как угол давления в кривошипно-ползунном механизме (см. рис. 5). Это подтверждается выведенными для ШМЧК формулами для реакций  $R_{21}$  и  $N_{56}$ :

$$R_{21} = F_C / \cos d \quad (3)$$

$$\text{и } N_{56} = -F_C \operatorname{tg} d \quad (4)$$

и сравнением их с (1), (2) для нахождения этих реакций в случае кривошипно-ползунного механизма. Поэтому угол  $d$  (см. рис. 6,7) можно назвать приведенным углом давления.

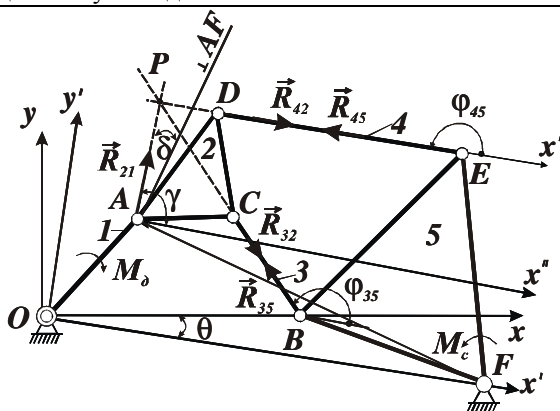


Рис. 6. Моменты, реакции и угол давления в ШМЧК с выходным звеном коромыслом.

Из формул (3) и (4) видно, что при уменьшении угла  $d$ , уменьшается реакция  $R_{21}$  и нормальная реакция  $N_{56}$ , а, следовательно, уменьшаются и

силы трения (и как следствие, увеличивается КПД механизма). Поэтому одним из критериев оптимизации для ШМЧК с выходным звеном ползуном является приведенный угол давления. В качестве критериев оптимизации целесообразно принимать сумму квадратов реакций  $R_{35}$  и  $R_{45}$  на рабочем ходу и сумму квадратов реакций  $R_{35}$  и  $R_{45}$  на холостом ходу.

$$R_{35} = \frac{F_C \sin(j_{45} - d)}{\cos d \sin(j_{35} - j_{45})}, \quad (5)$$

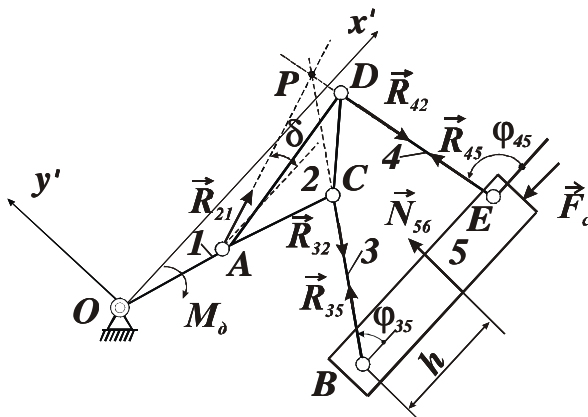


Рис. 7. Силы, реакции и угол давления в ШМЧК с выходным звеном ползуном.

$$R_{45} = \frac{F_C \sin(d - j_{35})}{\cos d \sin(j_{35} - j_{45})}. \quad (6)$$

$$R_{35} = \frac{M_C \cos g}{l_{AF} \cos d \cos j_{35}} - \frac{R_{45} \cos j_{45}}{\cos j_{35}}, \quad (7)$$

$$R_{45} = \frac{M_C}{l_{AF} \cos d} \left[ \frac{\sin g - \cos g \operatorname{tg} j_{35}}{\sin j_{45} - \operatorname{tg} j_{35} \cos j_{45}} \right]. \quad (8)$$

Формулы (5,6) – для ШМЧК с выходным звеном ползуном, а (7,8) - для ШМЧК с выходным звеном коромыслом.



Реакция  $R_{21}$  в шарнире  $A$  не принимается в качестве критерия оптимизации, поскольку даже при ограниченной  $R_{21}$  реакции  $R_{35}$  и  $R_{45}$  могут достигать больших величин.

Одним из критериев качества механизма является качество выстоя выходного звена. Если выходным звеном является ползун, то этот критерий имеет следующий вид:

$$f_1 = \max \frac{\Delta x_5}{h} (j \in [j_0, j_0 + j_{13}]). \quad (9)$$

$\Delta x_5(j)$  - максимальное перемещение ползуна, а  $y(j)$  - максимальный угол поворота коромысла.

Этот критерий является определяющим, если при остановке ползуна выполняется технологическая операция, и не является столь существенным, если выстой ползуна происходит в конце холостого хода (при необходимости выполнения циклограммы работы машины).

Если выходным звеном ШМЧК является коромысло, то критерий, определяющий качество выстоя коромысла, имеет следующий вид:

$$f_1 = \max \frac{y(j)}{y_{\Sigma}} (j \in [j_0, j_0 + j_{13}]). \quad (10)$$

Габаритный критерий для ШМЧК с выходным звеном ползуном выглядят следующим образом:

$$f_2 = 1/l_{OA}, \quad l_{OA} = l_{OA} \{j_{12}, j_{13}, y_{12}, y_{13}, y_0, l_{BC}\}. \quad (11)$$

Максимальное значение угла давления принимается в качестве критерия оптимизации для ШМЧК с выходным звеном ползуном:

$$f_3 = \max \lg |d(j)| (j \in [0, 2p]). \quad (12)$$

Максимальные значения реакций в кинематических парах на участках рабочего и на участках холостого хода принимаются в качестве следующих двух критериев оптимизации.

$$f_4 = \max R_{35}^2(j) + \max R_{45}^2(j) (j \in j_{px}). \quad (13)$$

$$f_4 = \max R_{35}^2(j) + \max R_{45}^2(j) (j \in j_{xx}). \quad (14)$$

где  $j_{px}$  и  $j_{xx}$  – углы поворота кривошипа, которые соответствуют рабочему и холостому ходу выходного звена.

**Обоснование методов решения задачи выбора рациональных параметров.** Как уже отмечалось, задача оптимизации параметров механизмов ставится как задача многокритериальная, а также как задача нелинейного программирования [10].

Математических методов оптимизации в такой постановке существует большое множество [11–12]. В зависимости от ограничений методы нелинейного программирования делят на две группы: методы безусловной и условной оптимизации. Методы безусловной оптимизации, в свою очередь, делят на методы, в которых применяют производные от функции цели и методы без применения производных. В данной работе не разрабатываются какие-то специальные методы по решению задачи оптимизации. Вычислительные возможности современных ЭВМ таковы, что выбор методов оптимизации применительно к синтезу механизмов не является принципиальным. Можно отметить только, что нецелесообразно использовать градиентные методы, так как критерии качества вычисляются алгоритмически и нахождение градиента представляет собой задачу того же порядка сложности, что и оптимизационные методы [13]. Кроме того, как показано в работах Пейсаха [14, 15], если использовать методы штрафных функций, то минимизируемая функция имеет овражный вид.

Задача оптимизации представляется как задача отыскания значений независимых переменных  $C_1, C_2, \dots, C_8$ , при которых достигается наименьшее значение функции этих переменных  $F = F(C_1, C_2, \dots, C_8)$ , называемой целевой функцией.

Таким образом, задача выбора рациональных параметров является многокритериальной и решается путем свертки указанных выше критериев в один критерий  $F(C) = k_1 f_1 + k_2 f_2 + k_3 f_3 + k_4 f_4 + k_5 f_5$ , который минимизируется, методами безусловной оптимизации.  $C$  – вектор варьируемых параметров механизма, первоначально задается и выглядит следующим образом:  $C_1 = j_{12}$ ,  $C_2 = y_{12}$ ,  $C_3 = y_{13}$ ,  $C_4 = y_0$ ,  $C_5 = l_{BC}$ ,  $C_6 = a$ ,  $C_7 = l_{CD}$ ,  $C_8 = 0,2 \div 0,8$ . Параметр  $C_8$  характеризует направление движения ползуна либо расположение оси коромысла.

Весовые коэффициенты  $k_i$  выбираются, исходя из различных требований, предъявляемых заказчиком к проектируемому механизму и изменяются в процессе проектирования подбором.

Так как все приведенные выше критерии вычисляются алгоритмически, то и оптимизацию предлагается проводить одним из численных методов, а именно комбинированным методом [1]: методом случайного поиска [16–18] в сочетании с направленным поиском [12, 13, 18]. Это, с одной стороны, обеспечивает нахождение локального экстремума целевой функции  $F(C)$ , а

с другой стороны, позволяет найти начальные значения вектора варьируемых параметров, которые используются при оптимизации направленным методом. В качестве направленного метода поиска рациональных параметров использовался простейший – метод координатного спуска. Идеология этих методов подробно изложена в литературе [18].

Из литературы известны и другие методы и алгоритмы оптимизации и синтеза машиностроительных конструкций и технических систем [19–22]. В основном они применяются для оптимизации конкретных конструкций и не нашли широкого распространения при многокритериальном оптимизационном синтезе машиностроительных конструкций и технических систем.

Метод случайного поиска теоретически позволяет найти все локальные минимумы функции нескольких переменных со сложным рельефом [18]. Недостаток метода заключается в том, что необходимо заранее задать область, в которой выбираются случайные точки. Принималась следующая область существования случайных точек:  
 $Ch[1] = 0,4j_B, Ck[1] = 0,6j_B, Ch[2] = 0,4C[3], Ck[2] = 0,6C[3], Ch[3] = -0,9p,$   
 $Ck[3] = -0,1p, Ch[4] = 0,1p, Ck[4] = 0,9p, Ch[5] = 0,1, Ck[5] = 1,5,$   
 $Ch[6] = 0,1p, Ck[6] = 2p - 0,1, Ch[7] = 0,1, Ck[7] = 1,5, Ch[8] = 0,2,$   
 $Ck[8] = 0,8,$  где  $Ch[i]$  – начало отрезка,  $Ck[i]$  – конец отрезка изменения  $i$  – го параметра ( $i = 1 \div 8$ ).

Такой выбор области существования случайных точек обоснован следующими рассуждениями. Первые два параметра ( $j_{12}, y_{12}$ ) связаны с синтезом ШЧ по трем положениям (см. рис. 1). Поэтому отрезки изменения этих параметров выбираются в пределах центров отрезков интерполяции, так как при интерполяции по трем положениям лучше всего брать одну из точек, близкую к центру отрезка интерполяции для получения более точного результата. Отрезок изменения третьего параметра ( $y_{13}$ ) – размаха выходного коромысла ШЧ – может быть взят в пределах меньше  $180^\circ$  и больше  $0^\circ$ , причем со знаком “–”, поскольку звенья ШЧ вращаются в разные стороны. Отрезок изменения четвертого параметра ( $y_0$ ) – начального угла поворота коромысла – выбирается также в пределах, близких к отрезку ( $0^\circ \div 180^\circ$ ). Отрезок изменения пятого параметра ( $l_{BC}$ ) выбирается из соображений получения минимальных габаритов механизма. Отрезок изменения шестого параметра ( $a$ ) (см. рис. 2,3) может быть выбран в пределах от  $0^\circ$  до  $360^\circ$ . Отрезок изменения седьмого параметра ( $l_{CD}$ ) выбирается аналогично пятому параметру. Отрезок изменения восьмого параметра выбирается в пределах середины угла выстоя  $j_B$ , поскольку ближе к концам этого угла величина отклонения шатунной точки  $A$  от дуги окружности становится очень большой.

**Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.** В результате применения изложенной выше стратегии выбора рациональных параметров механизмов было разработано программное обеспечение кинематического синтеза ШМЧК, обеспечивающих приближенный выстой выходного звена в одном из крайних положений, благодаря чему был спроектирован ряд механизмов. результаты исследований представлены в [6]. В перспективе представляется возможным спроектировать ШМЧК с рациональными параметрами с выстоями в двух крайних положениях.

**Список литературы:** 1. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // *Машинознавство*. – Львів. – 2002. – №10. – С. 26–40. 2. Тышкевич В.А. Коэффициенты качества шарнирных четырехзвенников // *Анализ и синтез механизмов*. – М.: Машиностроение. – 1966. – С. 70–72. 3. Джолдасбеков У.А., Иванов К.С. Синтез плоских рычажных механизмов четвертого класса // *Теория механизмов и машин (материалы I Всесоюзного съезда)*. – Алма-Ата: Наука Казахской ССР, 1977. – С. 12. 4. Хомченко В.Г., Гебель Е.С., Соломин В.В. Кинематический синтез и анализ рычажных механизмов 4 класса с выстоем выходного звена по заданной циклограмме // *Материалы 12 Мирового конгресса по ТММ*. – Безансон.- 2007. – С. 626-631. 5. Зинченко Е.И. Кинематический синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харьков. – 2007. – 176 с. 6. Зінченко О.І. Аналіз результатів синтезу шести ланкових механізмів четвертого класу з наближеним вистоем вихідної ланки // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Тем. Вип. ...: "Машинознавство та САПР" – Харків: НТУ "ХПІ". – 2008. – Вип. 42. – С. 63-74. 7. Руководящие материалы по выбору оптимальных параметров машин и конструкций. – М.: изд-во гос. научн.-исслед. инст-та им. ак. А.А. Благоназова. – 1980. – 124 с. 8. Соболев И.М., Статников Р.Б. Постановка некоторых задач оптимального проектирования при помощи ЭВМ. – М. – 1977. – 20 с. (Препр. №24 / АН СССР. Ордена Ленина ин-т прикладной математики). 9. Артоболевский И.И., Левитский Н. И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Гос. изд-во физ.-мат.лит.-ры. – 1959. – 1084 с. 10. Кюнц Г.П., Креоле В. Нелинейное программирование. – М.: Советское радио. – 1965. – 303 с. 11. Рутт, Рэгсделл. Обзор методов оптимизации, применяемых при оптимизации механизмов // *Конструирование и технология машиностроения*. – 1976. – №3. – С. 245–251. 12. Пиеничный Б.Н., Данилин Ю.М. Численные методы в экстремальных задачах. – М.: Наука. – 1975. – 320 с. 13. Тихонов А.Н., Костомаров Д.П. Вводные лекции по прикладной математике. – М.: Наука. – 1984. – 192 с. 14. Пейсах Э.Е. Синтез рычажных механизмов на основе методов машинной оптимизации // *Механика машин*. – М.: Наука. – 1973. – Вып. 41. – С. 45–58. 15. Пейсах Э. Е. Синтез рычажных механизмов на основе методов нелинейного программирования // *Механика машин*. – М.: Наука. – 1974. – Вып. 44. – С. 69–77. 16. Ермолев Ю.М. Методы стохастического программирования. – М.: Наука. – 1976. – 239 с. 17. Теория и применение случайного поиска / А.Т. Бахарева, А.К. Зуев, М.М. Камилов и др. – Рига: Зинатне. – 1969. – 305 с. 18. Калиткин Н.Н. Численные методы. – М.: Наука. – 1978. – 512 с. 19. Yan H-S, Chen W-R. Optimized Kinematic Properties for Stevenson-Type Presses With Variable Input Speed Approach // *Journal of Mechanical Design*. – June 2002. – Vol. 124. – Issue 2. – PP. 354–357. 20. Tai K. Design Synthesis of Path Generating Compliant Mechanisms by Evolutionary Optimization of Topology and Shape // *Journal of Mechanical Design*. – September 2002. – Vol. 124. – Issue 3. – PP. 518–523. 21. Krovi V., Ananthasuresh G.K., Kumar V. Kinematic and Kinetostatic Synthesis of Planar Coupled Serial Chain Mechanisms // *Journal of Mechanical Design*. – June 2002. – Vol. 124. – Issue 2. – PP. 350–354. 22. Carretero J.A., Podhorodeski R.P., Nahon M.A., Gosselin C.M. Kinematic Analysis and Optimization of a New Three Degree-of-Freedom Spatial Parallel Manipulator // *Journal of Mechanical Design*. – March 2002. – Vol. 122. – Issue 1. – PP. 70–76.

*Поступила в редколлегию 30.09.10*